



УДК 621.1

## ДИАГНОСТИКА И УСТРАНЕНИЕ НИЗКОЧАСТОТНОЙ ВИБРАЦИИ НА АГРЕГАТАХ С МАГНИТНЫМ ПОДВЕСОМ РОТОРОВ

### DIAGNOSTICS AND RIDDANCE OF LOW- FREQUENCY VIBRATION PER UNITS WITH MAGNETIC LEVITATION ROTORS

**Кистойчев Александр Владимирович**, канд. техн. наук, доцент каф. «Турбины и двигатели», Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина, Россия, 620002, г. Екатеринбург, ул. Мира, 19. E-mail: kistoychev@gmail.com. Тел.: +7(908)913-20-87

**Машечкин Николай Владиславович**, магистрант каф. «Турбины и двигатели», Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина, Россия, 620002, г. Екатеринбург, ул. Мира, 19. E-mail: kolyamashechkin@yandex.ru.

**Ковальчук Евгений Федорович**, студент 4 курса каф. «Турбины и двигатели», Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина, Россия, 620002, г. Екатеринбург, ул. Мира, 19. E-mail: Ju19.94@yandex.ru. Тел.: +7(912)295-07-54

**Alexandr V. Kistoychev**, Candidat Sc., Associate Professor, Department «Turbines and engines», Ural Federal University named after the first President of Russia B.N.Yeltsin, 620002, Mira str., 19, Ekaterinburg, Russia. E-mail: kistoychev@gmail.com.

Ph.: +7(908)913-20-87

**Nikolay V. Mashechkin**, Magist of Department «Turbines and engines», Ural Federal University named after the first President of Russia B.N.Yeltsin, 620002, Mira str., 19, Ekaterinburg, Russia. E-mail: kolyamashechkin@yandex.ru.

**Evgeniy F. Kovalchuk**, 4th year student of the Department «Turbines and engines», Ural Federal University named after the first President of Russia B.N.Yeltsin, 620002, Mira str., 19, Ekaterinburg, Russia. E-mail: Ju19.94@yandex.ru. Ph.: +7(912)295-07-54

**Аннотация:** Приведены результаты экспериментальной доводки двух головных центробежных нагнетателей, склонных к автоколебаниям. Рассматриваются характерные признаки развития автоколебаний роторных систем, предложены мероприятия по их устранению. Выявлена зависимость склонности роторов с магнитным подвесом к автоколебаниям от качества их балансировки.

**Abstract:** The results of two head natural gas boosters experimental research are considered. These units have been subject to self-oscillation. The specific features of the self-oscillations development of rotor systems are considered. The measures to self-oscillations reduce are offered. It is detected, that the units tendency to self-oscillation depends on the rotor balance quality.

**Ключевые слова:** компрессоры; нагнетатели природного газа; вибрационная надежность; низкочастотная вибрация; автоколебания; неконсервативные циркуляционные силы; динамическая устойчивость.

**Key words:** compressors; natural gas boosters; vibration reliability; low-frequency vibration; self-oscillation; non-conservative circulation forces; dynamic stability.

#### ВВЕДЕНИЕ

Современное машиностроение развивается по пути увеличения производительности и быстроходности агрегатов, при одновременном снижении их массовых характеристик.

В связи с этим обостряются вопросы, связанные с

обеспечением динамической (вибрационной) надежности роторов.

Даже кратковременное повышение вибрации ротора выше допустимых пределов может привести к разрушению подшипников, потере работоспособности уплотнений, поломкам самих роторов и другим опасным авариям.

Для обеспечения стабильной работы агрегата необходимо решить целый ряд проблем. Среди них повышение качества моделирования динамических свойств роторных систем, повышение качества балансировки роторов, оценка влияния принимаемых в ходе проектирования агрегата решений на его вибрационную надежность и т.д. Однако отдельно стоит выделить вопрос, связанный с изучением явления самовозбуждения роторов.

## 1. ОПИСАНИЕ ПРОБЛЕМЫ

Вопросу устойчивости роторов посвящено достаточно большое количество работ [1-4], однако при проектировании новых образцов техники этими вопросами зачастую пренебрегают, что приводит к определенным проблемам при вводе в эксплуатацию.

Например, пятиступенчатые центробежные нагнетатели НЦ-16 ДКС/100 зав. № 1 и 2 производства ОАО НПО «Искра» (рис. 1), оснащенные магнитным подвесом роторов, в течение 4 лет не могли выйти номинальный режим работы с абсолютным конечным давлением газа 9,91 МПа и степенью повышения давления 2,0 при частоте вращения ротора 5300 об/мин. В эксплуатационных условиях на агрегате не удавалось получить степени повышения давления более 1,70...1,80 (на частоте 5300 об/мин) по причине роста низкочастотной вибрации до аварийных уровней.

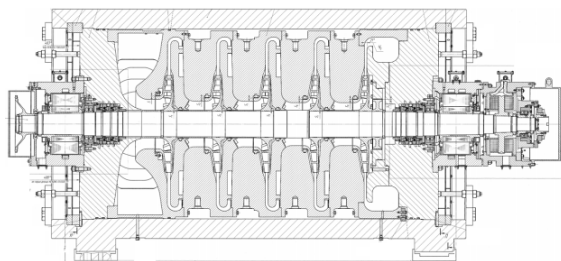


Рис. 1. Общий вид центробежного нагнетателя НЦ-16 ДКС/100

Поведение агрегата достаточно наглядно иллюстрируют результаты испытаний ГПА № 2, проведенные 03.12.11 года (рис. 2 и 3). При увеличении степени повышения давления компрессора (частота вращения неизменна) или при увеличении частоты вращения ротора (степень повышения давления достаточно высока и неизменна) наблюдался рост вибрации, который происходил за счет составляющей с частотой 19 Гц.

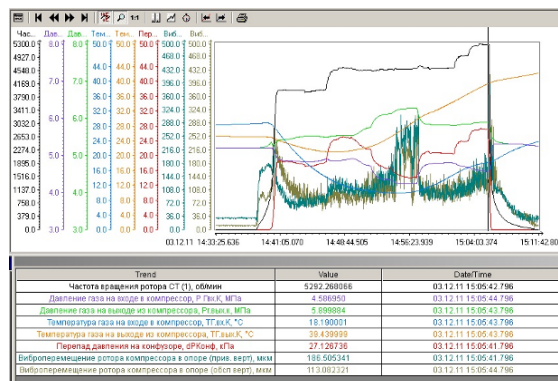


Рис. 2. Тренды параметров работы ГПА № 2 во время испытаний 03.12.11 г.

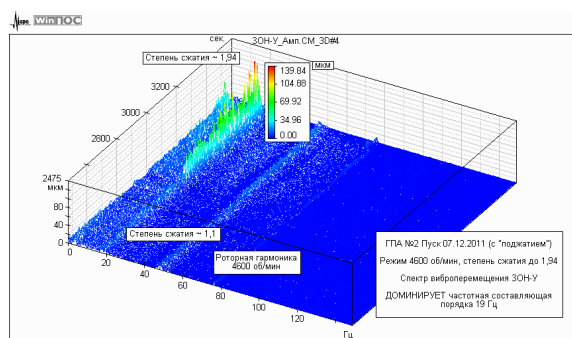


Рис. 3. Каскадный спектр вибрации вала при увеличении степени повышения давления нагнетателя

## 2. НЕКОНСЕРВАТИВНЫЕ СИЛЫ В ТУРБОМАШИНАХ

Результаты проведенного численного моделирования показали, что рост вибрации происходит с частотой, совпадающей с частотой первой собственной формы колебаний ротора (рис. 4). Этот факт, а также характер развития низкочастотных колебаний (зависимость от степени повышения давления нагнетателя и частоты вращения ротора) свидетельствовали о том, что неустойчивой работы нагнетателей являются циркуляционные неконсервативные силы, возникающие в проточной части нагнетателя.

Подтверждениями возникновения НЧВ именно такого рода являлись также следующие признаки:

- частота колебаний ниже частоты вращения более чем в 2 раза характерна для возникновения автоколебаний, вызываемых неконсервативными силами;
- колебания развиваются (поддерживаются) с частотой наиболее возбуждаемой (низшей) формой колебаний.

В обоих случаях явление неустойчивости связано с наличием (появлением) перекрестных коэффициентов жесткости и демпфирования в масляном клине или внутри проточной части.

В подшипниках, в которых перекрестные коэффициенты жесткости равны нулю, например в сегментных подшипниках, в подшипниках с незначительной вязкостью смазывающей среды

или в активных магнитных подшипниках появление циркуляционных сил практически исключено.

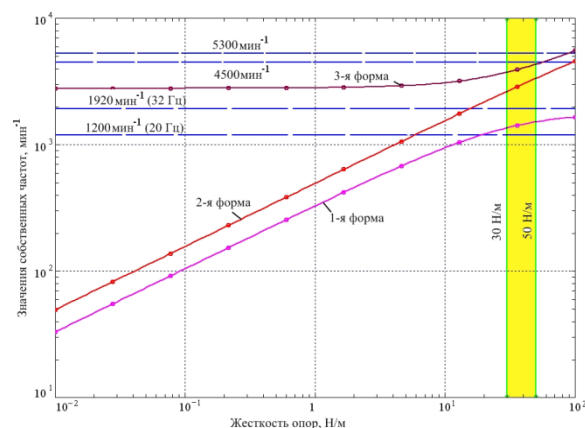


Рис. 4. Карта собственных частот ротора нагнетателя НЦ-16 ДКС/100, полученная по результатам моделирования ротора в программном пакете DyRoBeS: Пунктирными линиями показаны наиболее характерные частоты колебаний или частоты вращения: 20 Гц и 32 Гц – экспериментальные частоты колебаний по 1-й форме на АМП производства различных фирм; 4500 – 5300 мин<sup>-1</sup> – рабочий диапазон частот вращения

Рассматривая конструкцию нагнетателя «рис. 1», можно сделать вывод, что наиболее вероятным является возникновение циркуляционных сил в уплотнениях нагнетателя, а максимальные величины силы должны возникать в уплотнении думмиса – месте, где достигаются максимальные давления и максимальные окружные скорости. Упрощенная формула для оценки возникающих в уплотнениях циркуляционных сил по величине их жесткости предлагается А.Г. Костюком [5]:

$$\Delta c = c_0 - u_a / 2 \quad (1)$$

где;  $G_y$  – массовый расход среды через

многогребчатое уплотнение, кг/с;  $C_0$  – закрутка потока перед уплотнением, м/с;  $u_g$  – окружная скорость на

поверхности вала вблизи уплотнения, м/с;  $\delta_1$  – радиальный зазор в уплотнении, м.

Таким образом, жесткость лабиринтных сил возрастает с ростом давления (плотности) рабочего тела перед уплотнением и уменьшается с увеличением зазора.

Последнее известно как разуплотнение проточной части, позволяющее хоть и с некоторыми потерями в экономичности, но часто быстро решить проблему динамической устойчивости. Такое решение как временное, до разработки и внедрения виброустойчивых уплотнений, использовалось при наладке мощных паровых турбин на сверхкритические параметры пара. Но одновременно разуплотнение проточной части может служить и экспресс - методом для

распознавания причин потери устойчивости системы и места возникновения неконсервативных сил.

Что касается соотношения скорости закрутки потока и окружной скорости вала, из приведенных формул (1) видно, что следует стремиться к тому, чтобы закрутка потока перед

уплотнением была близка к значению  $c_0 = \frac{u_g}{2}$ ,

и при этом жесткость лабиринтовых сил будет близка к нулю.

Как показали проведенные по данной методике расчеты, спрямление потока на входе в наддуммисное уплотнение, например, за счет специальной доработки втулки «рис. 5» позволила бы увеличить максимально достижимую степень сжатия нагнетателя на 20%.

### 3. РЕЗУЛЬТАТЫ ПОВЫШЕНИЯ УСТОЙЧИВОСТИ НАГНЕТАТЕЛЕЙ

Проведенные испытания полностью подтвердили результаты расчетов. Результаты испытаний представлены в виде приведенных характеристик одного из нагнетателей «рис. 6». Из рассмотрения рис. 6 четко видно увеличение степени увеличения компрессора на одних и тех же приведенных оборотах после проведенной модернизации.

На рис. 7 и 8 показаны каскадные спектры вибрации вала ГПА-1 при взятии нагрузки (увеличении степени повышения давления при постоянной частоте вращения) до и после модернизации. Видно, что низкочастотные всплески после доработки втулки наддуммисного уплотнения в спектрах отсутствуют, что говорит об устойчивой работе нагнетателя.

Второй из испытанных агрегатов после проведенной модернизации смог работать во всем диапазоне режимов, заданных производителем.

Здесь следует отметить, что агрегаты обладали разной степенью устойчивости. При этом агрегат с более высоким уровнем оборотной вибрации имел более низкую склонность к возникновению низкочастотной вибрации.

Вместе с тем, проведенные испытания показали, что агрегаты обладали разной степенью устойчивости. При этом агрегат с более высоким уровнем оборотной вибрации имел более низкую склонность к возникновению низкочастотной вибрации.

Предположение о возможной связи качества балансировки основано на сравнении спектральных характеристик двух агрегатов.

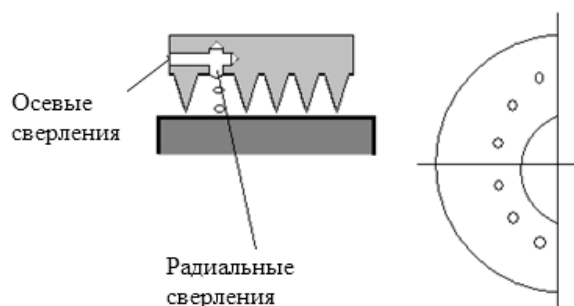


Рис. 5. Эскиз спрямляющего устройства

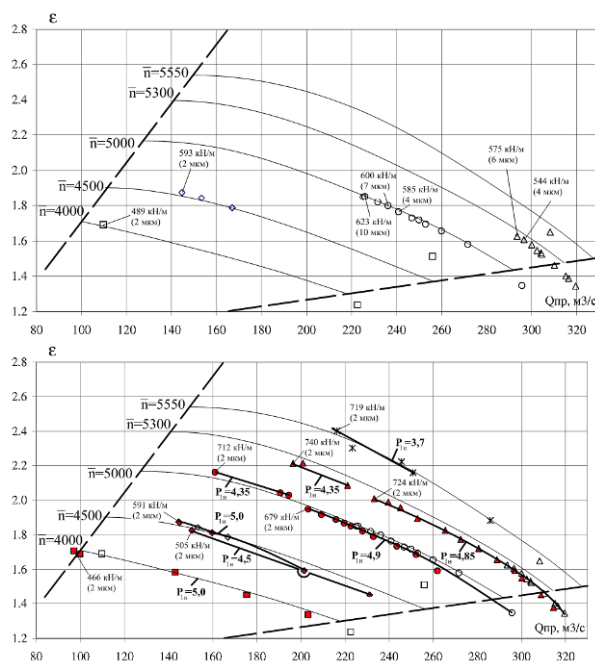


Рис. 6. Приведенная характеристика ЦБН ГПА-1 до (сверху) и после (снизу) доработки наддвумисного уплотнения

Данное предположение не следует рассматривать как рекомендацию к менее качественной балансировке роторов на магнитном подвесе, однако наличие некоторого невысокого уровня оборотной вибрации вполне может оказывать стабилизирующее действие на ротор на магнитных подшипниках. Для ответа на данный вопрос необходимо проведение дополнительного исследования (в первую очередь, численного).

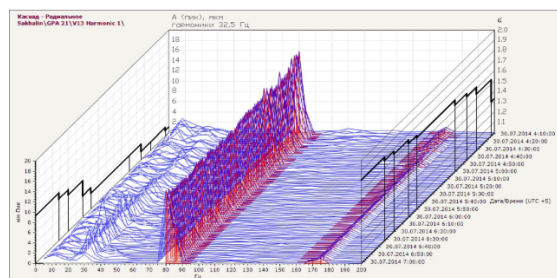
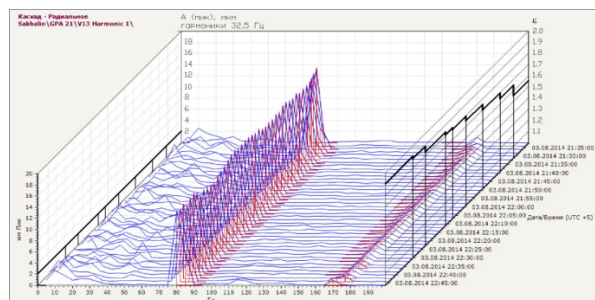


Рис. 7. Опыт с повышением степени повышения

повышения давления для ГПА-1 на частоте вращения 5000 мин<sup>-1</sup> и начальном давлении 5,0 МПа до доработки уплотнения думмиса

Рис. 8. Опыт с повышением степени повышения давления для ГПА-1 на частоте вращения 5000 мин<sup>-1</sup> и начальном давлении 5,0 МПа после доработки уплотнения думмиса

## ВЫВОДЫ

1. Проектирование агрегатов принципиально новых конструкций должно сопровождаться исследованиями конструкции на устойчивость (склонность к автоколебаниям).
2. Кроме того, в ряде случаев необходимо планировать работы по доводке агрегатов в эксплуатации с привлечением экспертных организаций.
3. Выявлена зависимость склонности роторов с магнитным подвесом к автоколебаниям от качества их балансировки.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Серков С.А. Определение аэродинамических сил в уплотнениях турбомашин, вызывающих низкочастотную вибрацию, и выработка рекомендаций по повышению устойчивости движения ротора. Автореферат кандидатской диссертации. М. 1983.
2. Костюк А.Г. Влияние диафрагменных уплотнений паровой турбины на аэродинамическое возбуждение колебаний ротора /А.Г. Костюк, С.А. Серков, Е.В. Урьев, Б.Н. Петрунин // Теплоэнергетика, 1991, №11. С. 43-47.
3. Авторское свидетельство 1671907 «Ступень осевой турбины» Костюк А. Г., Серков С.А., Урьев Е.В. и др.
4. Тондл А. Динамика роторов турбогенераторов // Л.: Энергия, 1971.
5. Костюк А.Г. Динамика и прочность турбомашин: Учебник для вузов. - 3-е изд., - М.: Издательство МЭИ, 2007.